

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
10. März 2005 (10.03.2005)

PCT

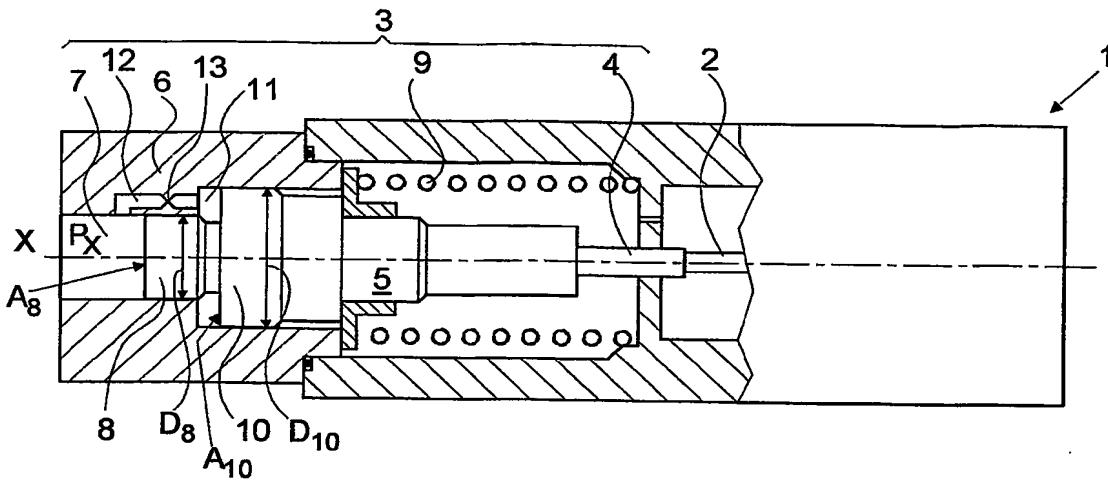
(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2005/021978 A1

- (51) Internationale Patentklassifikation⁷: **F15B 13/042**, 13/01, F16K 15/18, 47/00
- (71) Anmelder (*für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US*): BUCHER HYDRAULICS AG [CH/CH]; Industriestrasse 15, CH-6345 Neuheim (CH).
- (21) Internationales Aktenzeichen: PCT/CH2004/000498
- (72) Erfinder; und
- (22) Internationales Anmeldedatum: 10. August 2004 (10.08.2004) (75) Erfinder/Anmelder (*nur für US*): ZÜRCHER, Josef [CH/CH]; Lindenweg 26, CH-6345 Neuheim (CH). BRAND, Hansruedi [CH/CH]; Moosmattstrasse 3, CH-6331 Hünenberg (CH).
- (25) Einreichungssprache: Deutsch
- (74) Anwalt: ULRICH, Gerhard, H.; Brunnenweid 55, CH-5643 Sins (CH).
- (26) Veröffentlichungssprache: Deutsch
- (81) Bestimmungsstaaten (*soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart*): AE, AG, AL,
- (30) Angaben zur Priorität:
1465/03 27. August 2003 (27.08.2003) CH

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: HYDRAULICALLY CONTROLLED VALVE COMPRISING AT LEAST ONE HYDRAULIC DRIVE UNIT

(54) Bezeichnung: HYDRAULISCH GESTEUERTES VENTIL MIT MINDESTENS EINEM HYDRAULISCHEN ANTRIEB



WO 2005/021978 A1
(57) Abstract: The invention relates to a hydraulically controlled valve (1) comprising at least one hydraulic drive unit (3, 3') that is provided with a control piston to which a control tappet (4) is connected. Said control tappet (4) acts upon a flow control mechanism (2) of the valve (1), by means of which the flow of hydraulic oil from or to a consumer can be controlled. The control piston (5) can be moved towards a control spring (9) by means of a control pressure P_x . The inventive control piston (5) is embodied as a differential piston encompassing a first step (8) and a second step (10) which have a different diameter (D_8, D_{10}). A connection (12) comprising a throttle point (13) is provided between a primary control pressure chamber (7) and a secondary control pressure chamber (11). The inventive valve creates a throttle effect with the aid of which vibrations are damped.

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft ein hydraulisch gesteuertes Ventil (1) mit mindestens einem hydraulischen Antrieb (3, 3') mit einem Steuerkolben (5), mit dem ein Steuerstöbel (4) verbunden ist, der auf eine Flussteuervorrichtung (2) des Ventils (1) einwirkt, durch die der Fluß von Hydrauliköl von bzw. zu einem Verbraucher steuerbar ist, wobei der Steuerkolben (5) durch einen Steuerdruck P_x gegen eine Steuerfeder (9) bewegbar ist. Erfindungsgemäß ist der Steuerkolben (5) ein Stufenkolben mit einer ersten Stufe (8) und einer zweiten Stufe (10), deren Durchmesser (D_8, D_{10})

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]



AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

- (84) Bestimmungsstaaten (*soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart*): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU,

TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

Hydraulisch gesteuertes Ventil mit mindestens einem hydraulischen Antrieb

Die Erfindung bezieht sich auf ein hydraulisch gesteuertes Ventil mit mindestens einem hydraulischen Antrieb gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

- Aus WO-A1-97/32136 ist ein Lasthalte-Bremsventil bekannt, das durch eine
- 5 hydraulischen Antrieb steuerbar ist. Der Hauptkolben des Lasthalte-Bremsventils wird dabei von einem Stößel eines Aufsteuerkolbens betätigt. Dieser Aufsteuerkolben wird gegen den Druck einer Aufsteuerfeder durch einen Steuerdruck bewegt. Solche Lasthalte-Bremsventile eignen sich beispielsweise zur Ansteuerung doppeltwirkender hydraulischer Verbraucher, die mechanisch belastet sind. Je nach der Art der mechanischen Belastung
- 10 neigen solche Vorrichtungen zu Schwingungen. Bekannt sind beispielsweise Anordnungen mit sehr langem Hebelarm, zum Beispiel bei Kranen. Beispielsweise durch einen Stoß kann hierbei eine Schwingung entstehen, durch die der Volumenstrom des Hydrauliköls schwankt. Schwingungen können aber auch im Hydrauliksystem selbst ausgelöst werden, wenn die Steuerung einer Bewegung begonnen wird und/oder die
- 15 Bewegung beschleunigt oder verzögert wird. Aufgrund solcher Schwingungen ist die Geschwindigkeit des hydraulischen Verbrauchers nicht mehr konstant. Auf diese Weise wird eine präzise Steuerung von Bewegungen erschwert oder gar verhindert.

- Aus WO-A1-02/075162 ist ein Wegeventil bekannt, das zur Ansteuerung
- doppeltwirkender hydraulischer Verbraucher geeignet ist. Offenbart ist hier, daß der
- 20 Schieberkolben des Wegeventils durch wenigstens einen Antrieb bewegbar ist. Gezeigt ist auch eine Lösung mit zwei hydraulischen Antrieben. In jedem dieser Antriebe ist ein durch einen Steuerdruck gegen eine Feder bewegbarer Antriebskolben angeordnet. Durch diesen ist beispielsweise über eine Kolbenstange der Schieberkolben des Wegeventils bewegbar. Schwingungsprobleme können auch bei solchen Anordnungen entstehen.
- 25 Aus DE-A1-24 31 785 ist ein hydraulisches direkt gesteuertes Druckbegrenzungsventil in Schieberausführung bekannt. Dieses Ventil besitzt wegen der Direktsteuerung des vorhandenen Differentialkolbens keinen hydraulischen Antrieb.

Aus US-A-2,361,881 ist ein Ventil bekannt, das als Druckbegrenzungsventil verwendet werden kann. Auch dieses Ventil besitzt keinen hydraulischen Antrieb.

- 30 Aus DE-AS-1 254 925 ist ein federbelastetes Überdruckventil bekannt, das gleichfalls keinen hydraulischen Antrieb aufweist.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein durch mindestens einen hydraulischen Antrieb hydraulisch gesteuertes Ventil zu schaffen, das gegen intern oder extern

ausgelöste Schwingungen unempfindlich ist, ohne daß die Ansprechempfindlichkeit verschlechtert wird.

Die genannte Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die Merkmale des Anspruchs 1 gelöst. Vorteilhafte Weiterbildungen ergeben sich aus den abhängigen Ansprüchen.

- 5 Nachfolgend werden Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand der Zeichnung näher erläutert.

Es zeigen: Fig. 1 ein Schema der erfindungswesentlichen Details am Beispiel eines Lasthalte-Bremsventils,

10 Fig. 2 eine unmäßstäbliche Darstellung eines Teils eines Steuerkolbens in einer Steuerdruck-Primärkammer,

Fig. 3a bis 3c hydraulische Schemata für die verschiedene Betriebszustände eines Verbrauchers,

Fig. 4 und 5 vorteilhafte Ausgestaltungen eines Antriebs eines Lasthalte-Bremsventils und

15 Fig. 6 eine alternative vorteilhafte Ausgestaltung.

In der Fig. 1, die eine schematische Darstellung ist, bedeutet 1 ein hydraulisch gesteuertes Ventil, das in diesem Ausführungsbeispiel ein Lasthalte-Bremsventil ist. Dieses als

Lasthalte-Bremsventil gestaltete hydraulisch gesteuerte Ventil 1 ist rechts in einer Ansicht dargestellt, die keine Details des inneren Aufbaus erkennen läßt, denn der innere Aufbau

20 ist nicht erfindungswesentlich und an sich aus WO-A1-97/32136 bekannt. Der Verzicht auf die Darstellung dieses inneren Aufbaus ist auch deshalb angebracht, weil die nicht erfindungswesentlichen Teile des hydraulisch gesteuerten Ventils 1 durchaus auch anders aufgebaut sein können als in WO-A1-97/32136 gezeigt und beschrieben. Die Erfindung ist also unabhängig von einer bestimmten Bauart des Lasthalte-Bremsventils und

25 überhaupt unabhängig von der Bauart des Ventils 1. Wesentlich ist lediglich, daß das Ventil 1 durch mindestens einem hydraulischen Antrieb hydraulisch steuerbar ist und daß das Ventil 1 eine Flußsteuervorrichtung 2 aufweist, durch die der Fluß von Hydrauliköl von und zu einem Verbraucher steuerbar ist. Diese Flußsteuervorrichtung 2 ist von einem hydraulischen Antrieb 3 steuerbar. Zu den funktionswesentlichen Teilen dieses Antriebs 3

30 gehört ein Steuerstöbel 4, der Teil eines Steuerkolbens 5 ist, der auf die Flußsteuervorrichtung 2 wirkt. Ist das Ventil 1 ein Lasthalte-Bremsventil, auch Senkbremse genannt, so besteht die Flußsteuervorrichtung 2 beispielsweise aus einem Vorsteuer- und einem Hauptventil. Bei anderer Bauart des Ventils 1 sind anders

bezeichnete Teile vorhanden. Bei einem Wegeventil gemäß WO-A1-02/075162 wirkt beispielsweise der Steuerstöbel 4 direkt auf einen Schieberkolben.

Der Steuerkolben 5 ist als Ansicht gezeigt. Erfindungsgemäß ist er als Stufenkolben gestaltet, dessen erfindungsgemäße Merkmale nachstehend beschrieben sind. Zuvor sei 5 erwähnt, daß links am Ventil 1 ein Steuerdruckanschluß X an einem Gehäuseteil 6 vorhanden ist. Am Steuerdruckanschluß X ist im Gehäuseteil 6 eine Bohrung vorhanden, die hier als Steuerdruck-Primärkammer 7 bezeichnet ist.

Erfindungsgemäß weist der Steuerkolben 5 an seinem dem Steuerdruckanschluß X zugewandten Ende eine erste Stufe 8 auf, deren Durchmesser D_8 nur so viel kleiner als der 10 Innendurchmesser der Steuerdruck-Primärkammer 7, daß er sich bewegen läßt. Ein am Steuerdruckanschluß X vorhandener und somit in der Steuerdruck-Primärkammer 7 wirkender Steuerdruck P_X übt somit auf den Steuerkolben 5 eine Kraft F aus, die dem Produkt von Steuerdruck P_X und der Stirnfläche A_8 der ersten Stufe 8 entspricht, wobei die Stirnfläche A_8 der ersten Stufe 8 das Produkt aus halbem Durchmesser D_8 im Quadrat 15 und π ist. Der Steuerdruck P_X bewirkt also eine Kraft F, mit der der Steuerkolben 5 gegen eine Steuerfeder 9 gedrückt wird. Dabei hängt der Weg, den der Steuerkolben 5 zurücklegt, von der Federrate der Steuerfeder 9 ab.

Erfindungsgemäß weist der Steuerkolben 5 eine zweite Stufe 10 auf, deren Durchmesser D_{10} größer ist als der Durchmesser D_8 . Dabei ist der Durchmesser D_{10} 20 geringfügig kleiner als der Innendurchmesser einer Bohrung im Gehäuseteil 6. Diese Bohrung im Gehäuseteil 6 ist als Steuerdruck-Sekundärkammer 11 bezeichnet. Die hydraulisch zusätzlich wirksame Fläche A_{10} dieser zweiten Stufe 10 ist ein Kreisring mit dem äußeren Durchmesser D_{10} und dem inneren Durchmesser D_8 .

Erfindungswesentlich ist, daß die Steuerdruck-Primärkammer 7 und die Steuerdruck- 25 Sekundärkammer 11 durch eine Verbindung 12 mit einer Drosselstelle 13 verbunden sind, was in der Fig. 1 schematisch gezeichnet ist. Unwesentlich ist, ob diese Steuerdruck-Primärkammer 7 und die Steuerdruck-Sekundärkammer 11 durch Bohrungen in einem Gehäuseteil 6 gebildet sind oder ob sie auf andere Weise realisiert sind. Ein alternatives Ausführungsbeispiel wird noch gezeigt werden. Erfindungswesentlich ist lediglich, daß 30 der hydraulische Antrieb 3 die Steuerdruck-Primärkammer 7 und die Steuerdruck-Sekundärkammer 11 aufweist.

Bei der nachfolgenden Funktionsbeschreibung wird von einem Gleichgewichtszustand ausgegangen, bei dem aufgrund eines bestimmten Steuerdruckes P_X der Steuerkolben 5 eine bestimmte Lage eingenommen hat. Gleichgewichtszustand heißt auch, daß der 35 Steuerdruck P_X sowohl in der Steuerdruck-Primärkammer 7 als auch in der Steuerdruck-

Sekundärkammer 11 herrscht, weil über die Verbindung 12 mit der Drosselstelle 13 ein Druckausgleich stattgefunden hat. Wird nun der Steuerdruck P_x erhöht, so erzeugt dieser eine größere Kraft auf die Stirnfläche A_8 , was zur Folge hat, daß sich der Steuerkolben 5 nach rechts gegen die Steuerfeder 9 bewegt. Der höhere Steuerdruck P_x herrscht in dem
5 Moment aber nur in der Steuerdruck-Primärkammer 7. Wegen der Drosselstelle 13 kann der Druck in der Steuerdruck-Sekundärkammer 11 nicht sogleich auch erhöht sein. Im Gegenteil: Bewirkt der höhere Steuerdruck P_x in der Steuerdruck-Primärkammer 7 eine Bewegung des Steuerkolbens 5 nach rechts, so wird zunächst der Druck in der Steuerdruck-Sekundärkammer 11 fallen, was der Bewegung des Steuerkolbens 5 nach
10 rechts entgegen wirkt. Erst dadurch, daß über die Verbindung 12 mit der Drosselstelle 13 Hydrauliköl von der Steuerdruck-Primärkammer 7 in die Steuerdruck-Sekundärkammer 11 nachfließen kann, wird dieser Druckabfall ausgeglichen und durch weiteres Nachfließen von Hydrauliköl wird schließlich erreicht, daß der Druck in der Steuerdruck-Sekundärkammer 11 genau so groß ist wie der Steuerdruck P_x , der auch in
15 der Steuerdruck-Primärkammer 7 herrscht. Dann ist wieder der Gleichgewichtszustand erreicht, bei dem der Steuerkolben 5 eine dem höheren Steuerdruck P_x entsprechende neue Lage eingenommen hat.

Im ersten Moment wirkt also ein höherer Steuerdruck P_x nur auf die kleinere Stirnfläche A_8 . Erst nach dem Druckausgleich über Drosselstelle 13 wirkt der höhere Steuerdruck P_x auch auf die hydraulisch wirksame Fläche der zweiten Stufe 10, also insgesamt auf eine Fläche A_{10} , die sich aus dem Durchmesser D_{10} unmittelbar ergibt. Daraus folgt, die Bewegung des Steuerkolbens 5 verzögert, also gedämpft wird. Auf diese Weise wird die Aufgabe der Erfindung auf überraschend einfache Weise gelöst, denn durch diese Dämpfung wird das Ventil 1 gegen intern oder extern ausgelöste
20 Schwingungen unempfindlich, ohne daß die Ansprechempfindlichkeit verschlechtert wird, was bei Anwendung eines Dosierventils gemäß WO-A1-97/32136 nicht auszuschließen wäre.

Der Durchmesser D_8 beträgt beispielsweise 14 mm, der Durchmesser D_{10} 20 mm. Die hydraulisch wirksamen Stirnflächen A_8 und A_{10} betragen entsprechend 153,9 bzw.
30 314,2 mm^2 , was ein Flächenverhältnis von 1 zu 2,04 ergibt. Dies deutet an, wie groß die Amplitude von ausregelbaren Schwingungen sein kann.

Bei abnehmendem Steuerdruck P_x ist die Dämpfung in analoger Weise wirksam. Wird der Steuerdruck P_x verringert, so kann sich der Druck in der Steuerdruck-Sekundärkammer 11 nur dadurch langsam verringern, daß Hydrauliköl über die
35 Verbindung 12 mit der Drosselstelle 13 von der Steuerdruck-Sekundärkammer 11 in die Steuerdruck-Primärkammer 7 abfließt.

Die in WO-A1-97/32136 beschriebenen Maßnahmen zur Verhinderung der Anregung von Schwingungen, beispielsweise die Anwendung einer Düse und eines mittels einer Verstellspindel einstellbaren Dosierventils, sind somit entbehrlich. Insoweit ist die erfindungsgemäße Lösung außerordentlich einfach. Damit entfällt auch im Hinblick auf 5 die jeweilige Anwendung das Erfordernis, die Größe der Düse zu wählen und einzubauen. Zeitraubende Einstellarbeiten des Dosierventils entfallen ebenfalls.

In vorteilhafter Weise kann als Verbindung 12 mit der Drosselstelle 13 die erste Stufe 8 des Steuerkolbens 5 in Verbindung mit der zugehörigen Bohrung im Gehäuseteil 6, die die Steuerdruck-Primärkammer 7 bildet, genutzt werden. Dies ist in der Fig. 2 gezeigt, 10 wobei diese Darstellung im Hinblick auf die Klarheit unmaßstäblich ist. Die Steuerdruck-Primärkammer 7 hat einen Innendurchmesser D_7 . Die erste Stufe 8 des Steuerkolbens 5 hat, wie schon in Fig. 1 gezeigt, einen Außendurchmesser D_8 . Somit ergibt sich dazwischen ein Ringspalt 14, dessen Maße durch den Innendurchmesser D_7 und den Außendurchmesser D_8 gegeben sind. Wenn dieser Ringspalt 14 als Drosselstelle 13 15 benutzt wird, so hat das einen bemerkenswerten Vorteil. Während sich eine als Drosselstelle 13 benutze Düse durch Schwebstoffablagerungen im Laufe der Zeit verändern kann, so daß sich die Drosselwirkung verändert, wird der Ringspalt 14 durch die Bewegung des Steuerkolbens 5 während der Betriebs des Ventils 1 (Fig. 1) immer wieder von allfälligen Schwebstoffablagerungen gereinigt. Somit bleibt die 20 Drosselwirkung besser konstant.

Da der Ringspalt 14 funktionswesentlich ist, kommt den Toleranzen von Innendurchmesser D_7 und Außendurchmesser D_8 große Bedeutung zu. Diese Toleranzen werden so gewählt, daß der Ringspalt 14 eine Spalthöhe von vorteilhaft etwa 0,01 mm bis 0,04 mm aufweist. Um dies zu erreichen kann gegebenenfalls eine Paarung von 25 Aufsteuerkolben 5 und Gehäuseteil 6 durch Auswahl von zueinander passenden Fertigungsteilen erfolgen.

In den Fig. 3a bis 3c ist eine hydraulische Schaltung mit einem Verbraucher 20 gezeigt, der im dargestellten Beispiel ein doppeltwirkender Zylinder mit einem Boden-Druckraum und einem Stangen-Druckraum ist. Anstelle des doppelt wirkenden Zylinders kann aber 30 auch ein Hydromotor als Verbraucher 20 betrieben werden. Die hydraulische Schaltung ist in drei Betriebszuständen gezeigt, nämlich in der Fig. 3a in der Neutralstellung, in der Fig. 3b im lasthebenden Betrieb und in der Fig. 3c im lastsenkenden Betrieb. Die vorhanden Einzelemente der hydraulischen Schaltung sind in allen Fällen gleich. Die hydraulische Schaltung ist an sich bekannt und wird hier gezeigt, weil sich anhand dieser 35 Schaltung die erfindungsgemäße Wirkung der erfindungsgemäß ausgestalteten hydraulisch gesteuerten Ventile beschreiben läßt.

In allen drei Fig. 3a bis 3c sind ein Wegeventil 21 und ein Lasthaltebremsventil 22 gezeigt, die der Steuerung des Verbrauchers 20 dienen. Das Lasthaltebremsventil 22 kann beispielsweise von der in WO-A1-97/32136 gezeigten Bauart sein, ist aber mit einem erfindungsgemäß ausgestalteten hydraulischen Antrieb 3 ausgestattet. Das Wegeventil 21 kann beispielsweise von einer der in WO-A1-02/075162 gezeigten Bauarten sein, ist aber ebenfalls mit erfindungsgemäß ausgestalteten hydraulischen Antrieben 3' ausgestattet.

Das Hydrauliköl ist mittels einer von einem Motor 23 angetriebenen Pumpe 24 zwischen dem Tank 25 und dem Verbraucher 20 förderbar. Der Pumpe 24 sind in bekannter Weise ein erstes Rückschlagventil 26 und ein Druckbegrenzungsventil 27 zugeordnet. Der Fluß des Hydrauliköls wird dabei bestimmt durch die Stellungen des Wegeventils 21 und des Lasthaltebremsventils 22. In einer Leitung zum Boden-Druckraum des Verbrauchers 20 ist ein zweites Rückschlagventil 28 angeordnet. Dieses separate Rückschlagventil 28 kann dann entfallen, wenn das Lasthalte-Bremsventil 22 ein solches Rückschlagventil beinhaltet, was in der Darstellung des Lasthalte-Bremsventils 22 mit der Bezugszahl 28' bezeichnet ist.

Das Wegeventil 21 wird in bekannter Weise dadurch gesteuert, daß dessen beide Antriebe 3' ansteuerbar sind. Ist keiner der Antriebe 3' angesteuert, d.h. mit einem Steuerdruck P_{St} beaufschlagt, so nimmt das Wegeventil 21 die Neutralstellung ein.

In der in der Fig. 3a gezeigten Neutralstellung des Wegeventils 21 ist im Wegeventil 21 die Verbindung zwischen der Pumpe 24, dem Boden-Druckraum des Verbrauchers 20, dem Stangen-Druckraum des Verbrauchers und dem Rückfluß zum Tank 25 offen. Dies gilt nicht generell und ist beispielsweise beim Wegeventil gemäß WO-A1-02/075162 anders. Darauf kommt es aber im Hinblick auf die Erfindung nicht an. Für die vorliegende Schaltung ist im Hinblick auf korrekte Steuerung des Verbrauchers 20 nur bedeutsam, daß in der Neutralstellung das Lasthaltebremsventil 22 geschlossen ist, so daß der Verbraucher 20 in seiner Stellung verbleibt. Daß das Lasthaltebremsventil 22 geschlossen bleibt, ergibt sich unmittelbar daraus, daß der Steuerdruck P_x (Fig. 1) etwa dem Druck im Stangen-Druckraum des Verbrauchers 20 entspricht, der seinerseits etwa dem atmosphärischen Druck entspricht, weil die Verbindung zum Tank 25 offen ist.

In der Fig. 3b ist der lasthebende Betrieb gezeigt. Erreicht wird dies dadurch, daß der eine der Antriebe 3' des Wegeventils 21 mit einem Steuerdruck P_{St} angesteuert wird. Der Schieberkolben des Wegeventils 21 wird dadurch so bewegt, daß der Fluß von Hydrauliköl von der Pumpe 24 durch das Wegeventil 21 zum Boden-Druckraum des Verbrauchers 20 sowie vom Stangen-Druckraum des Verbrauchers 20 zum Tank 25 möglich ist. Die Pumpe 24 fördert also Hydrauliköl aus dem Tank 25 zur Bodenseite des Verbrauchers 20, wobei das erste Rückschlagventil 26 sowie das zweite

- Rückschlagventil 28 bzw. das Rückschlagventil 28' durch den Pumpendruck automatisch aufgesteuert werden. Dadurch, daß Hydrauliköl zum Boden-Druckraum des Verbrauchers 20 gefördert wird, wird gleichzeitig Hydrauliköl aus dem Stangen-Druckraum des Verbrauchers 20 verdrängt, das über das Wegeventil 21 zum Tank 25 abfließt. Das Lasthaltebremsventil 22 ist funktionslos. Dies steht damit im Zusammenhang, daß der wirksame Steuerdruck P_x sehr klein ist, denn das Hydrauliköl fließt von der Stangenseite des Verbrauchers 20 zum drucklosen Tank 25 ab, wie dies bei der Neutralstellung erläutert worden ist. Damit bleibt auch die schwingungsdämpfende Wirkung des Antriebs 3 des Lasthaltebremsventils 22 wirkungslos.
- 10 Sind die Antriebe 3' des Wegeventils 21 erfundungsgemäß gestaltet, so entfalten diese die beschriebene dämpfende Wirkung, was dann vorteilhaft ist, wenn der Steuerdruck P_{st} , wie vielfach üblich, aus dem Lastdruck am Verbraucher 20 oder aus dem Pumpendruck abgeleitet ist. Schwankungen dieses Last- bzw. Pumpendrucks werden also im Antrieb 3' des Wegeventils gedämpft. Die vorteilhafte Wirkung der Dämpfung tritt auch dann auf,
- 15 wenn im lasthebenden Betrieb der Verbraucher 20 bzw. die von ihm angetriebene Vorrichtung, beispielsweise gegen ein Hindernis läuft, wodurch der Lastdruck sich momentan ändert.

In der Fig. 3c ist der lastsenkende Betrieb gezeigt. Hierbei fördert die Pumpe 24 Hydrauliköl zum Stangen-Druckraum des Verbrauchers 20. Erreicht wird dies dadurch,

20 daß nun der andere Antrieb 3' des Wegeventils 21 mit einem Steuerdruck P_{st} beaufschlagt wird. Dadurch ist im Wegeventil 21 die Verbindung von der Pumpe 24 zum Stangen-Druckraum des Verbrauchers 20 offen und außerdem die Verbindung vom Boden-Druckraum des Verbrauchers 20 zum Tank 24. Der am Lasthalte-Bremsventil 22 wirksame Steuerdruck P_x ist nun hoch. Er ist bestimmt durch den von der Pumpe erzeugten Druck und den Druckverlust über dem Wegeventil 21.

Weil Hydrauliköl zum Stangen-Druckraum des Verbrauchers 20 strömt, muß nun Hydrauliköl vom Boden-Druckraum des Verbrauchers 20 zum Tank 24 abfließen. Das zweite Rückschlagventil 28, das parallel zum Lasthalte-Bremsventil 22 angeordnet ist, bzw. das Rückschlagventil 28' ist jedoch in diesem Fall geschlossen. Hydrauliköl kann also nur dann aus dem Boden-Druckraum des Verbrauchers 20 abfließen, wenn das Lasthalte-Bremsventil 22 geöffnet wird. Dies geschieht durch den Steuerdruck P_x , der sich aufgrund der proportionalen Verstellung des Wegeventils 21 durch den Steuerdruck P_{st} einstellt. Damit wird in bekannter Weise erreicht, daß aus dem Boden-Druckraum des Verbrauchers 20 das Hydrauliköl abfließen kann. Diese aus dem Verbraucher 20 abfließende Menge ist größer als die gleichzeitig in den Stangen-

Druckraum einfließende Menge, weil die Querschnitte auf der Stangenseite und auf der Bodenseite unterschiedlich groß sind.

In diesem Betriebzustand kommt nun die erfindungsgemäße Wirkung der Gestaltung des Antriebs 3 des Lasthalte-Bremsventils 22 zur Geltung. Wird der Steuerdruck P_{St} sehr schnell erhöht, so erhöht sich auch der Steuerdruck P_x sehr schnell. Die schnelle Erhöhung des Steuerdrucks P_{St} könnte Schwingungen am Verbraucher 20 auslösen, doch wird diese Schwingung durch die erfundensgemäße Gestaltung des Antriebs 3 des Lasthalte-Bremsventils 22 stark gedämpft.

Sind auch die Antriebe 3' des Wegeventils 21 erfundensgemäß gestaltet, so wirkt dieser dämpfend hinsichtlich der Wirkung des Steuerdrucks P_{St} auf das Wegeventil 21, was zur Folge hat, daß auch dadurch die Neigung zu Schwingungen am Verbraucher 20 eliminiert wird. Schwingungen am Verbraucher 20 durch schnelle Erhöhung des Steuerdrucks P_{St} können so gar nicht erst entstehen. Schwingungen, die durch wechselnde Last am Verbraucher 20 angeregt werden, werden aber gleichzeitig durch den Antrieb 3 des Lasthalte-Bremsventils 22 gedämpft.

Dieses Beispiel zeigt, daß die erfundensgemäße Gestaltung des Antriebs 3 beim Lasthalte-Bremsventil 22 Schwingungen beim lastsenkenden Betrieb verhindern kann. Wird die erfundensgemäße Gestaltung, die an sich zunächst nur für die Anwendung bei einem Lasthalte-Bremsventil 22 gedacht war, auch bei den hydraulischen Antrieben 3' des Wegeventils 21 angewendet, ergibt sich auch dadurch eine wirksame Dämpfung. Es ist also vorteilhaft, auch die Antriebe 3' des Wegeventils 21 nach der Lehre der Erfindung zu gestalten.

In der Fig. 4 ist eine vorteilhafte Ausgestaltung eines Antriebs 3 gezeigt, die bei einem Lasthalte-Bremsventil 22 (Fig. 3a bis 3c) zur Anwendung kommen kann. Die Fig. 4 entspricht an sich der Fig. 1, enthält aber darüber hinaus diese vorteilhafte Ausgestaltung. Diese besteht darin, daß zwischen der Steuerdruck-Primärkammer 7 und der Steuerdruck-Sekundärkammer 11 ein Entlastungs-Rückschlagventil 30 angeordnet ist. Dieses ermöglicht den Druckabbau von der Steuerdruck-Sekundärkammer 11 zur Steuerdruck-Primärkammer 7 hin, wobei die Druckdifferenz, bei der das Entlastungs-Rückschlagventil 30 öffnet, durch eine Feder 31 bestimmt ist.

Dieses Entlastungs-Rückschlagventil 30 hat die nachfolgend beschriebene Wirkung. Wird der Steuerdruck P_x verringert, wie dies anfänglich schon erwähnt wurde, so wird durch die Wirkung der Steuerfeder 9 der Steuerkolben 5 nach links bewegt. Das bedeutet zunächst, daß der Druck in der Steuerdruck-Sekundärkammer 11 nicht sogleich fallen kann. Der Druckabfall kann erst unter der Wirkung der Verbindung 12 mit der

Drosselstelle 13 eintreten. Im lasthebenden Zustand gemäß Fig. 3b hat aber, wie zuvor ausgeführt, das Lasthalte-Bremsventil 22 keine Wirkung. Es ist deshalb gar nicht sinnvoll, wenn in diesem Betriebszustand der dämpfende Wirkung durch die erfindungsgemäße Ausgestaltung des Antriebs 3 eintritt. Durch das Entlastungs-Rückschlagventil 30 wird
5 dies erreicht.

In der Fig. 5, die an sich der Fig. 4 entspricht, bei der aber anstelle der Verbindung 12 mit der Drosselstelle 13 der Ringspalt 14 gezeigt ist, ist als zusätzliche vorteilhafte Ausgestaltung gezeigt, daß in der zylindrischen Mantelfläche der ersten Stufe 8 am der Steuerdruck-Sekundärkammer 11 zugewandten Ende eine Längsnut 33 eingestochen ist.
10 Durch diese Maßnahme wird die wirksame Länge des Ringspalts 14 begrenzt, der Fluß des Hydrauliköls zwischen der zur Steuerdruck-Primärkammer 7 und der Steuerdruck-Sekundärkammer 11 erleichtert und somit die Wirkung der Dämpfung begrenzt. Auf diese Weise läßt sich die Dämpfungswirkung eines Ventils 1 im Hinblick auf die jeweilige Anwendung sehr einfach anpassen, indem die Länge der Längsnut 33 je nach Anwendung
15 unterschiedlich gewählt wird.

In der Fig. 6 ist eine weitere vorteilhafte Ausgestaltung eines Antriebs 3 gezeigt, die bei einem Lasthalte-Bremsventil 22 (Fig. 3a bis 3c) zur Anwendung kommen kann. Hier ist das in der Fig. 4 und 5 gezeigte Entlastungs-Rückschlagventil 30 unmittelbar in den Antrieb 3 integriert. Dargestellt sind nur die erfindungsgemäßen funktionswichtigen Teile,
20 nicht hingegen beispielsweise jene Teile, die der Kraftübertragung auf die zu betätigende Flußsteuervorrichtung 2 (Fig. 1) dienen, ebenso nicht die Steuerfeder 9 (Fig 1).

Gezeigt ist der Steuerkolben 5 mit seiner ersten Stufe 8 und seiner zweiten Stufe 10, die, wie zuvor gezeigt, die Durchmesser D_8 bzw. D_{10} aufweisen. Dargestellt sind auch die Steuerdruck-Primärkammer 7 und die Steuerdruck-Sekundärkammer 11. Abweichend von
25 der Fig. 5 ist bei diesem Ausführungsbeispiel das Entlastungs-Rückschlagventil 30 innerhalb des hydraulischen Antriebs 3 angeordnet. Dabei weist im Gegensatz zu den Ausführungen gemäß den Figuren 1, 4 und 5 der hydraulische Antrieb 3 kein besonderes Gehäuseteil 6 auf. Vielmehr wird der hydraulische Antrieb 3 innerhalb des Gehäuses des zu steuernden Ventils 1 (Fig. 1) angeordnet, wobei dieses Gehäuse in der Fig. 6 mit der
30 Bezugszahl 40 bezeichnet ist. In das nach links offene Gehäuse 40 ist ein Deckel 41 einschraubar. In diesem Deckel 41 befindet sich eine Öffnung, die den Steuerdruckanschluß X darstellt, der, wie auch bei den vorherigen Ausführungsbeispielen, mit der Steuerdruck-Primärkammer 7 verbunden ist.

Vorteilhaft ist hier nun zwischen dem Steuerdruckanschluß X und der Steuerdruck-
35 Primärkammer 7 eine Blende 42 angeordnet, nämlich innerhalb des Deckels 41. Durch diese Blende 42 wird eine Begrenzung des Durchflusses erreicht. Dies hat zur Folge, daß

bei schnell ansteigendem Steuerdruck P_X der Anstieg des Druckes in der Steuerdruck-Primärkammer 7 verzögert wird. Da diese Verzögerung des Druckanstiegs eine Dämpfung bedeutet, bedeutet dies eine vorteilhafte zusätzliche Maßnahme im Hinblick auf die Lösung der Aufgabe.

- 5 Da die erfindungsgemäße Dämpfung durch die Drosselstelle 13 (Fig. 1) bzw. den Ringspalt 14 erfolgt und die Dämpfung durch die Blende 42 zusätzlich wirkt, ist es vorteilhaft, wenn die Dämpfung durch die Blende 42 deutlich geringer ist als die Dämpfung durch die Drosselstelle 13 (Fig. 1) bzw. den Ringspalt 14. Es hat sich herausgestellt, daß sich eine optimale Wirkung dann ergibt, wenn beispielsweise der
10 Ringspalt 14 so bemessen ist, daß er einer Düse von 0,1 mm Durchmesser entspricht, während die Blende 42 einem Düsendurchmesser von 0,3 bis 0,6 mm entspricht. Bei einem Durchmesserverhältnis von 1:3 bis 1:6 ergibt sich ein Flächenverhältnis von 1:9 bis 1:36. Dies zeigt deutlich, daß die Dämpfung durch die Drosselstelle 13 (Fig. 1) bzw. den Ringspalt 14 dominierend ist. Durch die Blende 42 wird eine weitere Verbesserung
15 erreicht.

- Das in den hydraulischen Antrieb 3 integrierte Entlastungs-Rückschlagventil 30 wird gebildet durch eine gegen eine Sitzfläche 44 dichtende Rückschlagscheibe 45, wobei diese durch die schon in Fig. 4 und 5 gezeigte Feder 31 gegen die Sitzfläche 44 gedrückt wird. Die Rückschlagscheibe 45 weist eine zentrale Bohrung 46 auf. Innerhalb dieser
20 Bohrung 46 befindet sich jener Teil des Steuerkolbens 5, der die erste Stufe 8 bildet. Der Ringspalt 14 wird somit einerseits begrenzt durch diese Bohrung 46 und andererseits durch den Durchmesser D_8 der ersten Stufe 8 des Steuerkolbens 5. Hinsichtlich der Dimensionierung des Ringspalts 14 sind die schon erwähnten Regeln anwendbar. Die Funktion dieses Entlastungs-Rückschlagventils 30 ist zuvor schon beschrieben worden. In
25 der Fig. 6 ist die Schließstellung gezeigt. Das Entlastungs-Rückschlagventil 30 öffnet, wenn der Steuerdruck P_X verringert wird, wie dies schon im Zusammenhang mit der Fig. 4 beschrieben worden ist. Die Rückschlagscheibe 45 bewegt sich dann gegen die Feder 31 nach links, hebt also von der Sitzfläche 44 ab. Damit kann Hydrauliköl direkt aus der Steuerdruck-Sekundärkammer 11 in die Steuerdruck-Primärkammer 7 fließen.
30 Wie in der Fig. 5 gezeigt, liegt das Entlastungs-Rückschlagventil 30 parallel zum Ringspalt 14 zwischen der Steuerdruck-Primärkammer 7 und der Steuerdruck-Sekundärkammer 11. Das ist auch beim Ausführungsbeispiel der Fig. 6 so. Die Konstruktion gemäß Fig. 6 ergibt vorteilhaft eine kompakte Bauweise.

Die Erfindung ist bei allen Bauarten von hydraulisch gesteuerten Ventilen 1 anwendbar, 35 wenn aufgrund der Ansteuerung und/oder der vom Verbraucher 20 betriebenen

Einrichtung wie etwa Kran, oder Schaufellader das Entstehen von Schwingungen nicht auszuschließen ist.

Patentansprüche

1. Hydraulisch gesteuertes Ventil (1) mit mindestens einem hydraulischen Antrieb (3; 3') mit einem Steuerkolben (5), mit dem ein Steuerstößel (4) verbunden ist, der auf eine Flußsteuervorrichtung (2) des Ventils (1) einwirkt, durch die der Fluß von Hydrauliköl von bzw. zu einem Verbraucher (20) steuerbar ist, wobei der Steuerkolben (5) durch einen an einem Steuerdruckanschluß (X) anstehenden Steuerdruck P_X gegen eine Steuerfeder (9) bewegbar ist, **dadurch gekennzeichnet, daß**
 - der Steuerkolben (5) ein Stufenkolben ist,
 - der eine erste Stufe (8) mit einem Durchmesser D_8 aufweist, wobei seine Stirnfläche A_8 dem Steuerdruck P_X unmittelbar ausgesetzt ist, und
 - der eine zweite Stufe (10) mit einem Durchmesser D_{10} und einer hydraulisch wirksamen Stirnfläche A_{10} aufweist,
 - daß der hydraulische Antrieb (3; 3') eine Steuerdruck-Primärkammer (7) und eine Steuerdruck-Sekundärkammer (11) aufweist,
 - wobei die Stirnfläche A_8 der ersten Stufe (8) dem Druck in der Steuerdruck-Primärkammer (7) ausgesetzt ist, und
 - die Stirnfläche A_{10} der zweiten Stufe (10) dem Druck in der Steuerdruck-Sekundärkammer (11) ausgesetzt ist,
 - und daß zwischen der Steuerdruck-Primärkammer (7) und der Steuerdruck-Sekundärkammer (11) eine Verbindung (12) mit einer Drosselstelle (13) besteht.
2. Ventil (1) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Verbindung (12) mit der Drosselstelle (13) gebildet ist durch einen Ringspalt (14), der gegeben ist durch den Innendurchmesser der Steuerdruck-Primärkammer (7) und den Durchmesser D_8 der ersten Stufe (8) des Steuerkolbens (5).
3. Ventil (1) nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Ringspalt (14) eine Höhe von 0,01 mm bis 0,04 mm aufweist.
4. Ventil (1) nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventil (1) ein Lasthalte-Bremsventil (22) ist.
5. Ventil (1) nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventil ein Wegeventil (21) ist.
6. Ventil (22) nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen der Steuerdruck-Primärkammer (7) und der Steuerdruck-Sekundärkammer (11) ein Entlastungs-Rückschlagventil (30) angeordnet ist, das den Druckabbau von der Steuerdruck-Sekundärkammer (11) zur Steuerdruck-Primärkammer (7) hin bewirkt.

7. Ventil (22) nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckdifferenz, bei der das Entlastungs-Rückschlagventil (30) öffnet, durch eine Feder (31) bestimmbar ist.
8. Ventil (1; 21; 22) nach einem der Ansprüche 3 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß in der zylindrischen Mantelfläche der ersten Stufe (8) am der Steuerdruck-Sekundärkammer (11) zugewandten Ende eine Längsnut (33) eingestochen ist.
9. Ventil (22) nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, daß das Entlastungs-Rückschlagventil (30) innerhalb des hydraulischen Antriebs (3) zwischen der Steuerdruck-Primärkammer (7) und der Steuerdruck-Sekundärkammer (11) angeordnet ist.
10. Ventil (22) nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem Steuerdruckanschuß (X) und der Steuerdruck-Primärkammer (7) eine Blende (42) angeordnet ist.

1/4

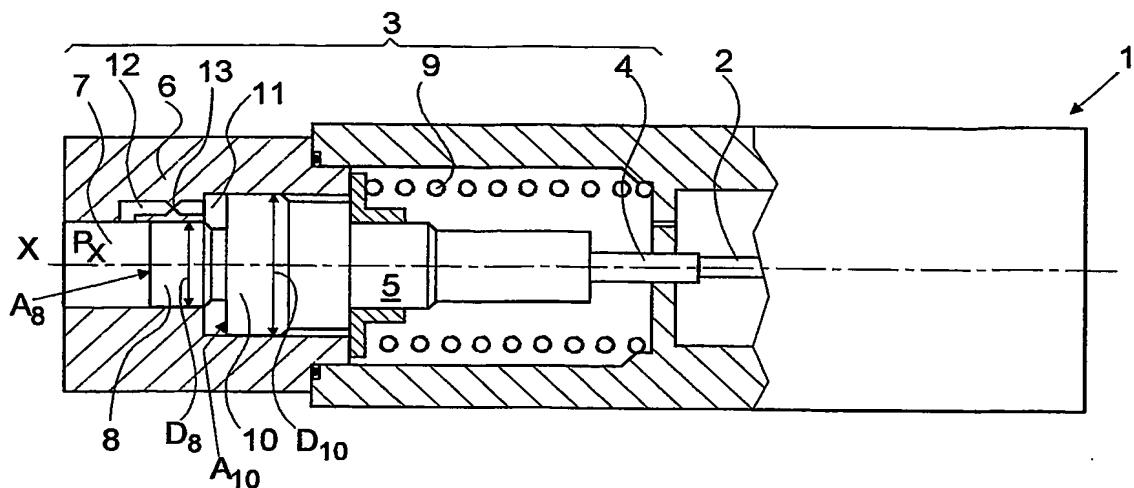


Fig. 1

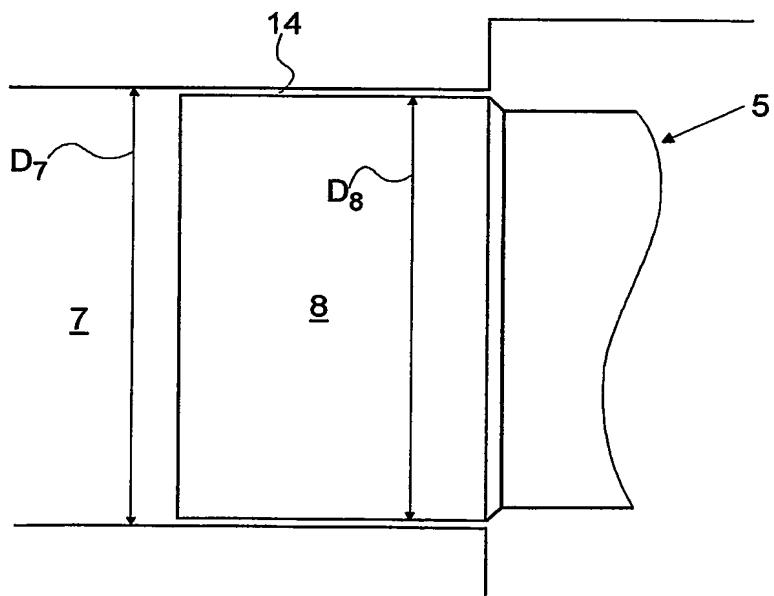


Fig. 2

2/4

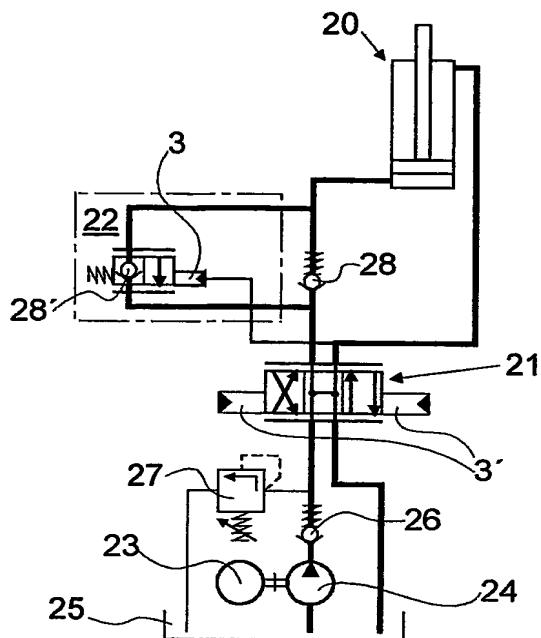


Fig. 3a

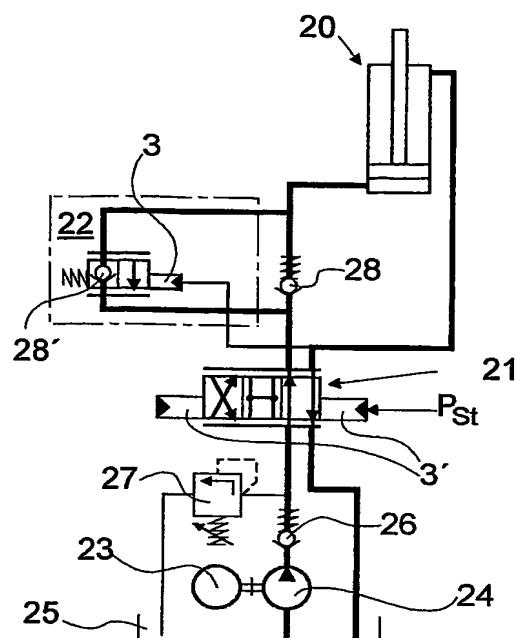


Fig. 3b

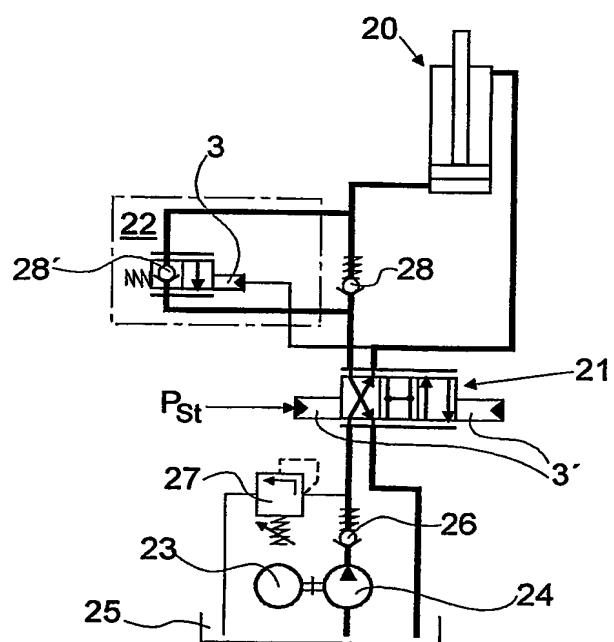


Fig. 3c

3/4

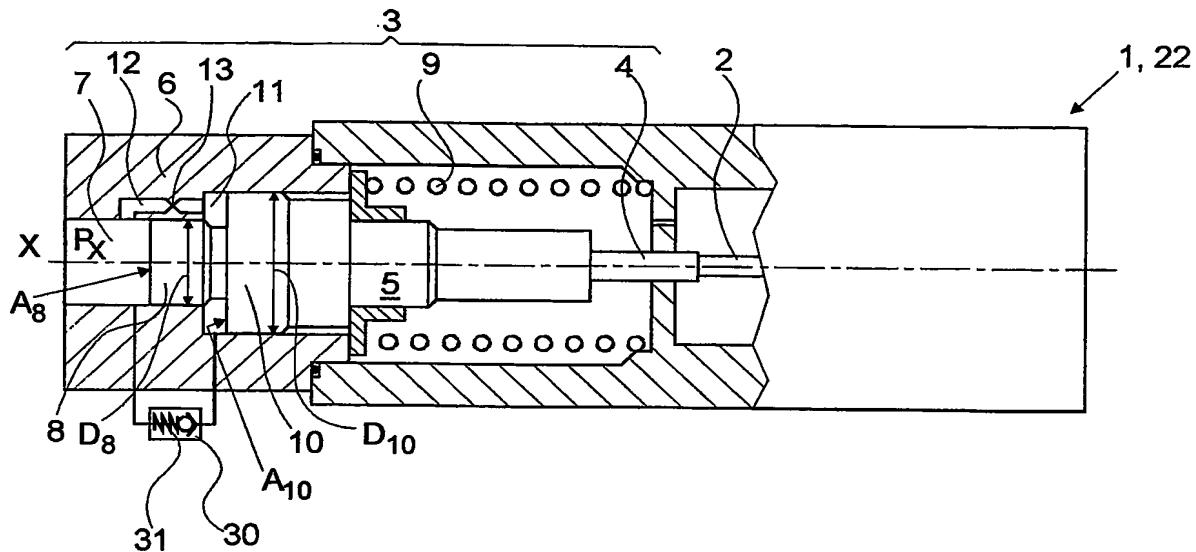


Fig. 4

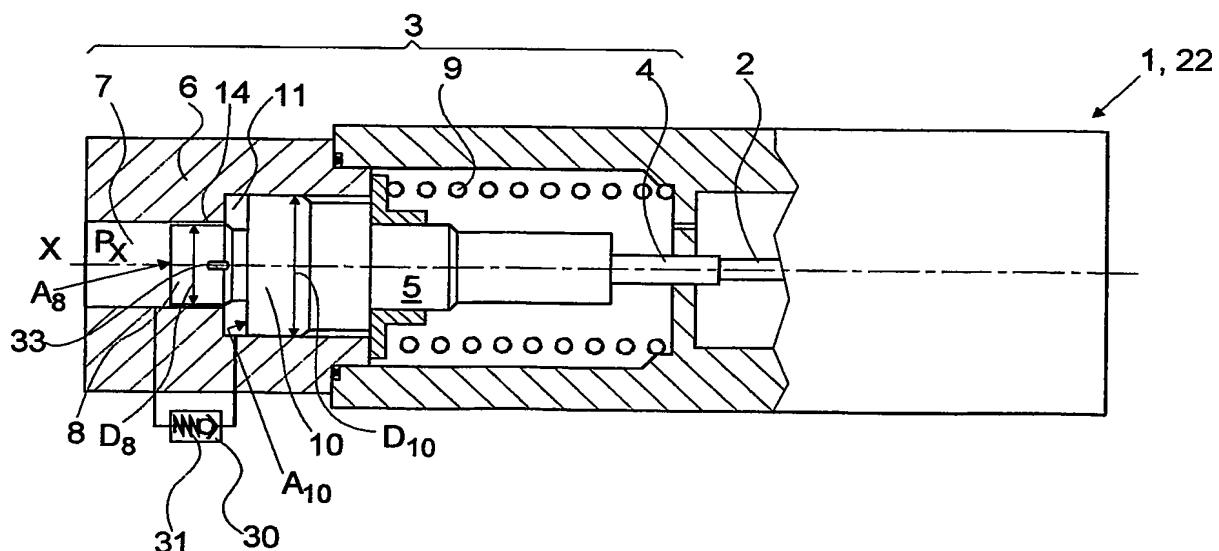


Fig. 5

4/4

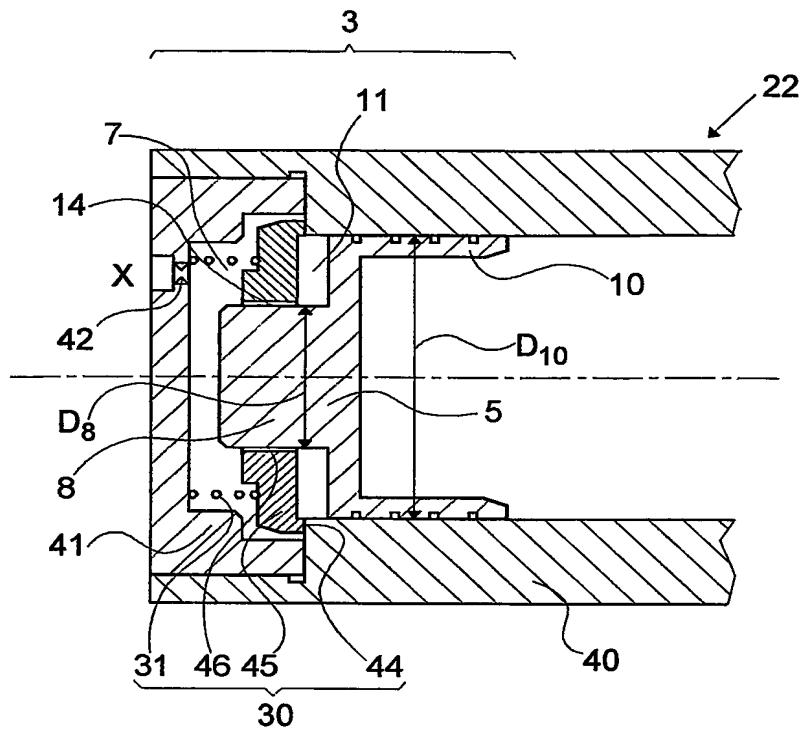


Fig. 6

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No
PCT/CH2004/000498

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
 IPC 7 F15B13/042 F15B13/01 F16K15/18 F16K47/00

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
 IPC 7 F15B F16K

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category °	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	WO 97/32136 A (BERINGER HYDRAULIK AG ; HRISTOV IVAN (CH); STAIGER HANS (CH); ZUERCHER) 4 September 1997 (1997-09-04) cited in the application page 22, line 1 - page 22, line 14 ----- US 4 323 095 A (ACERBI LEO) 6 April 1982 (1982-04-06) column 3, line 24 - column 3, line 39 ----- US 4 562 862 A (SCHULTE HEINZ ET AL) 7 January 1986 (1986-01-07) column 3, line 23 - column 3, line 65 ----- EP 0 019 597 A (CINOTTO HYDRAULIC) 26 November 1980 (1980-11-26) page 14, line 14 - page 15, line 25; figure 3 -----	1 1 1 1

Further documents are listed in the continuation of box C.

Patent family members are listed in annex.

* Special categories of cited documents :

- *A* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- *E* earlier document but published on or after the International filing date
- *L* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- *O* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- *P* document published prior to the International filing date but later than the priority date claimed

- *T* later document published after the International filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- *X* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- *Y* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
- *&* document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

10 November 2004

Date of mailing of the international search report

18/11/2004

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Toffolo, O

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No PCT/CH2004/000498	
---	--

Patent document cited in search report		Publication date		Patent family member(s)		Publication date
WO 9732136	A	04-09-1997	DE	59707059 D1		23-05-2002
			WO	9732136 A1		04-09-1997
			EP	0883753 A1		16-12-1998
			JP	2000505532 T		09-05-2000
			US	6098647 A		08-08-2000
US 4323095	A	06-04-1982	IT	1207907 B		01-06-1989
			DE	3069966 D1		28-02-1985
			EP	0022755 A1		21-01-1981
US 4562862	A	07-01-1986	DE	3247420 A1		05-07-1984
EP 0019597	A	26-11-1980	IT	1118648 B		03-03-1986
			EP	0019597 A2		26-11-1980

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/CH2004/000498

A. KLASIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
IPK 7 F15B13/042 F15B13/01 F16K15/18 F16K47/00

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klasse und der IPK

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierte Mindestprässtoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
IPK 7 F15B F16K

Recherchierte aber nicht zum Mindestprässtoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie ^a	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	WO 97/32136 A (BERINGER HYDRAULIK AG ; HRISTOV IVAN (CH); STAIGER HANS (CH); ZUERCHER) 4. September 1997 (1997-09-04) in der Anmeldung erwähnt Seite 22, Zeile 1 - Seite 22, Zeile 14 -----	1
A	US 4 323 095 A (ACERBI LEO) 6. April 1982 (1982-04-06) Spalte 3, Zeile 24 - Spalte 3, Zeile 39 -----	1
A	US 4 562 862 A (SCHULTE HEINZ ET AL) 7. Januar 1986 (1986-01-07) Spalte 3, Zeile 23 - Spalte 3, Zeile 65 -----	1
A	EP 0 019 597 A (CINOTTO HYDRAULIC) 26. November 1980 (1980-11-26) Seite 14, Zeile 14 - Seite 15, Zeile 25; Abbildung 3 -----	1

Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

Siehe Anhang Patentfamilie

- * Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :
- *A* Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam einzusehen ist
- *E* älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist
- *L* Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)
- *O* Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht
- *P* Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist
- *T* Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist
- *X* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden
- *Y* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist
- *&* Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche	Absendedatum des internationalen Recherchenberichts
10. November 2004	18/11/2004
Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl, Fax (+31-70) 340-3016	Bevollmächtigter Bediensteter Toffolo, O

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen
PCT/CH2004/000498

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung		Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
WO 9732136	A	04-09-1997		DE 59707059 D1 WO 9732136 A1 EP 0883753 A1 JP 2000505532 T US 6098647 A		23-05-2002 04-09-1997 16-12-1998 09-05-2000 08-08-2000
US 4323095	A	06-04-1982		IT 1207907 B DE 3069966 D1 EP 0022755 A1		01-06-1989 28-02-1985 21-01-1981
US 4562862	A	07-01-1986		DE 3247420 A1		05-07-1984
EP 0019597	A	26-11-1980		IT 1118648 B EP 0019597 A2		03-03-1986 26-11-1980